

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-037065

(43)Date of publication of application : 09.02.1999

(51)Int.Cl.

F04C 18/02

(21)Application number : 09-195910

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 22.07.1997

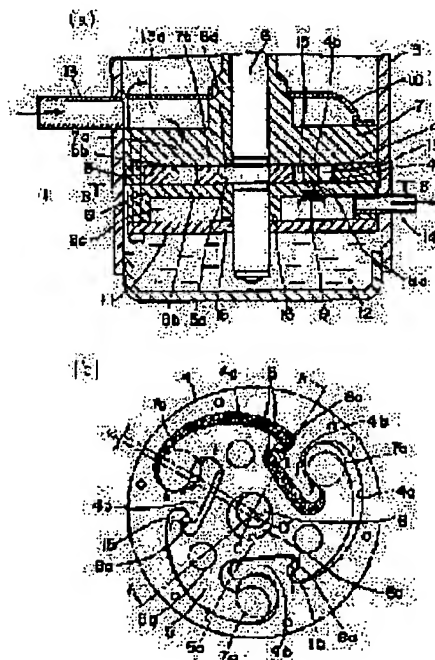
(72)Inventor : MACHIDA SHIGERU  
KOSOKABE HIROKATSU  
MITSUYA SHIYUNICHI  
TAKAO KUNIHICO  
HATAKE HIROAKI  
TAGAWA SHIGETARO  
TOJO KENJI

## (54) DISPLACEMENT TYPE FLUID MACHINE

## (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To reduce fluid loss of suction gas by communicating a compressor suction port to a plurality of spaces through communicating holes provided on an end plate and suction flow passages provided in a cylinder.

**SOLUTION:** Working gas entering a closed vessel 3 through a suction pipe 13, enters the suction port 13a in a suction cover 10 fitted to a main bearing member 7, enters a displacement type compression element 1 through suction communicating holes 7a, and hereat a displacer 5 performs turning motion by rotation of a rotary shaft 6, the gas is compressed by reducing the volume of a compression operating chamber. The compressed working gas passes through discharge ports 8a formed on the end plate 8b of a sub-bearing member 8, pushes up discharge valves 9 to enter a discharge chamber 8c, and is carried away outward through a discharge pipe 14. In this case, three compression operating chambers are formed, they discharge gas in the phases shifted by 120 degrees, hence the fluid can be compressed smoothly and continuously, and fluid loss in the discharge process can be reduced.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-37065

(43) 公開日 平成11年(1999) 2月9日

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>

F 0 4 C 18/02

識別記号

3 1 1

F I

F 0 4 C 18/02

3 1 1 A

審査請求 未請求 請求項の数9 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号

特願平9-195910

(22) 出願日

平成9年(1997) 7月22日

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 町田 茂

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(72) 発明者 香曾我部 弘勝

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(72) 発明者 三津谷 俊一

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内

(74) 代理人 弁理士 沼形 義彰 (外1名)

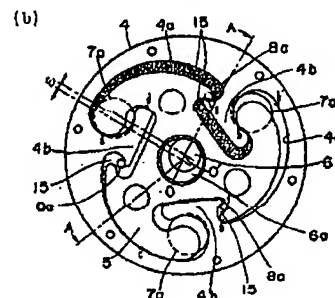
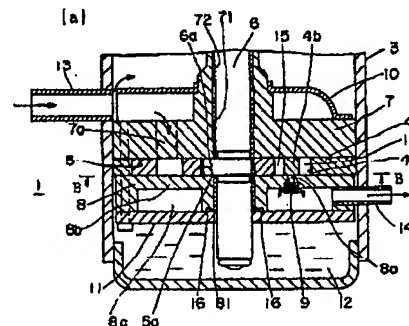
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 容積形流体機械

(57) 【要約】

【課題】 吐出過程の流体損失をスクロール式流体機械並に小さくし、吸入流体損失が小さくディスプレイサ端面のシール性の高い容積形流体機械を提供すること。

【解決手段】 断面形状が連続した曲線で構成される中空シリンダ4内で回転することにより複数の吐出ポート8aから作動流体を吐出する容積形流体機械1の吸入流路7aは端板7を貫通し、もしくはさらにシリンダ4にも流路を形成した構成を備える。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 端板間にディスプレーサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレーサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレーサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレーサ及び前記シリンダとの位置関係を旋回位置においたときは複数の空間が形成される容積形流体機械において、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成したことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項2】 端板間にディスプレーサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレーサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレーサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレーサ及び前記シリンダとの位置関係を旋回位置においたときは複数の空間が形成される容積形流体機械において、吸入流路を有する端板と吐出流路を有する端板と、両端板の間に配設される扁平状のディスプレーサを内包するシリンダを備え、前記シリンダの略中央部にクランク部を有する回転軸を配設して、前記両端板とシリンダを締結手段により一体的に構成させたことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項3】 端板間にディスプレーサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレーサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレーサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレーサ及び前記シリンダとの位置関係を旋回位置においたときは複数の空間が形成される容積形流体機械において、前記ディスプレーサの中心部に回転軸を配設すると共に、前記複数の空間などで構成された圧縮機構部を潤滑油と共に密閉容器内に収納し、該潤滑油が前記ディスプレーサの中心部から該前記ディスプレーサ端面の隙間を通過して吸入圧縮作動室内に流入する通路を備え、同時に、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔を介して連通状態に構成したことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項4】 端板間にディスプレーサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレーサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレーサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレーサ及び前記シリンダとの位置関係を旋回位置においたときは複数の空間が形成される容積形流体機械において、前記ディスプレーサの中心部に潤滑などのための給油流路を設けた回転軸を配置し、該回転軸に電動要素を設けて潤滑油と共に密閉容器内に収納し、回転軸の回転に連動して運動する該ディスプレーサの端面に凹部を設け、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダ内に設けた吸入流路を介して連通状態に構成したことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項5】 請求項1または請求項3記載の容積形流

体機械において、前記シリンダに回転軸の軸方向に対して略直交する面に平行して前記複数の空間と連通する吸入流路を設けたことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項6】 請求項1または請求項3記載の容積形流体機械において、吸入流路の位置を、シリンダ側のペーンの付け根の曲率を有する部分でディスプレーサの自転モーメントを受ける部分よりも外側にしたことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項7】 端板間に平面形状が連続した曲線で構成される内壁を有するシリンダと、このシリンダの内壁に対向するように設けられた外壁を有し、旋回運動したとき前記内壁とこの外壁と前記端板により複数の空間を形成するディスプレーサとを備えた容積形流体機械において、前記ディスプレーサの中心部に潤滑などのための給油流路を設けた回転軸を配置し、回転軸の回転に連動して運動する該ディスプレーサの端面と端板間に少なくとも潤滑油が通る溝部を設けるとともに、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成したことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項8】 端板間に平面形状が連続した曲線で構成される内壁を有するシリンダと、このシリンダの内壁に対向するように設けられた外壁を有し、旋回運動したとき前記内壁とこの外壁と前記端板により複数の空間を形成するディスプレーサとを備えた容積形流体機械において、機械の運転中に生じる自転モーメントを前記ディスプレーサと前記シリンダ壁面で受けるように構成すると共に、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成したことを特徴とする容積形流体機械。

【請求項9】 前記請求項1または請求項2記載の容積形流体機械において、前記端板に設けた連通孔を回転軸の軸心方向からみたとき、端板に設けた連通孔は前記シリンダ上に配設されると共に回転軸の回転に伴って前記ディスプレーサ上に間欠的に配設されるように構成したことを特徴とする容積形流体機械。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、例えばポンプ、圧縮機、膨張機等に係り、特に容積形流体機械に関する。

## 【0002】

【従来の技術】古くから容積形の流体機械として、円筒状のシリンダ内をピストンが往復運動を繰り返すことにより作動流体を移動させるレシプロ式流体機械、円筒状のシリンダ内を円筒状のピストンが偏心回転運動することにより作動流体を移動させるロータリ式（ローリングピストン型）流体機械、端板上に直立した渦巻状のラップを有する一対の固定スクロール及び旋回スクロールを噛み合わせ、旋回スクロールを旋回運動させることにより作動流体を移動させるスクロール式流体機械が知られ

ている。

【0003】レシプロ式流体機械は、その構造が単純であることから製作が容易でかつ安価であるという利点がある反面、吸入終了から吐出終了までの行程が回転軸の回転角で180度と短く、吐出過程の流速が速くなるため圧力損失の増加による性能低下という問題、及び、ピストンを往復させる運動を必要とするため回転軸系の不釣り合い性を完全にバランスさせることができず振動や騒音が大きいという問題がある。

【0004】また、ロータリ式流体機械は、吸入終了から吐出終了までの行程は回転軸の回転角で360度であるため吐出過程の圧力損失が増加するという問題はレシプロ式流体機械に比べ少ないものの、軸1回転に1回吐出するものであるためガス圧縮トルクの変動が比較的大きくレシプロ式流体機械と同様に振動と騒音の問題がある。

【0005】さらに、スクロール式流体機械は、吸入終了から吐出終了までの行程が回転軸の回転角で360度以上と長い（空調用として実用化されているものは通常900度程度）ため吐出過程の圧力損失が小さく、かつ、一般に複数の圧縮作動室が形成されるため1回転中のガス圧縮トルクの変動も小さく振動及び騒音が小さいという利点がある。しかし、ラップ噛み合い状態での渦巻状のラップ間のクリアランスや、端板とラップ歯先間のクリアランスの管理が必要で、そのために精度の高い加工を施さねばならず加工費用が高価になるという問題がある。また、吸入終了から吐出終了までの行程が回転軸の回転角で360度以上と長く、圧縮過程の期間が長ければ長いほど内部漏れが増加するという問題があった。

【0006】ところで、作動流体を移動させるディスプレイサが作動流体が吸入されたシリンダに対して相対的に自転運動せずにはば一定の半径で公転運動、すなわち旋回運動することにより作動流体を搬送する容積形機械の一種が特開昭55-23353号公報（文献1）、米国特許2112890号公報（文献2）、特開平5-202869号公報（文献3）及び特開平6-280758号公報（文献4）に提案されている。ここに提案されている容積形流体機械は、複数の部材（ペーン）が中心より放射状に延びている花びら形状を有するピストンと、このピストンとほぼ相似形の中空部を有するシリンダとから構成され、このピストンがこのシリンダ内を旋回運動することによって、作動流体を移動させるものである。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】上記文献4に示された容積形流体機械は、レシプロ式のように往復運動する部分を持たないため、回転軸系の不釣り合いをバランスさせることができる。このため振動が小さく、さらに、ピストンとシリンダ間の相対滑り速度が小さいので摩擦損

失を比較的少なくできるといった特長を備えている。しかしながら、吸入流路はケーシング内に構成された大きな空間と、前記ケーシングと外側ランナの間に構成される広い空間が兼用され、さらには内側ランナのディスク部で一時的に流路が絞られているため、圧縮機吸入ポートから圧縮室内に流入するまでに吸入気体が過熱されたり、吸入気体の流動に基づく吸入圧損が生じるため圧縮機性能が低下するという問題があった。

【0008】また、上記文献4においては潤滑油の存在はもとより潤滑油経路などの記載に十分な配慮がなされておらず、圧縮作動室内への潤滑油供給手段などが明記されていないため、圧縮作動室内の潤滑やシール性能確保と言う点で問題があった。また、ピストンを構成する複数のペーンとシリンダとによって形成される個々の圧縮作動室の吸入終了から吐出終了までの行程が、回転軸の回転角 $\theta$ で約180度（210度）と短い（ロータリ式の約半分、レシプロ式と同程度）ため、吐出過程における流体の流速が速くなり圧力損失が増加して性能が低下する問題がある。また、これら文献に示された流体機械では、個々の圧縮作動室の吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角が小さく、作動流体の吐出が終了してから次の（圧縮）行程が始まる（吸入終了）までの時間的なずれ（タイムラグ）が存在していることとなり、吸入終了から吐出終了までの圧縮作動室が回転軸周りに偏って形成されるようになるため力学的なバランスが悪く、圧縮された作動流体からの反力としてピストンに、ピストン自身を回転させようとする自転モーメントが過大に作用し、ペーンの摩擦や摩耗といった信頼性上の問題が起りやすいという欠点がある。

【0009】本発明の第1の目的は、吸入気体の流体損失を小さくできる旋回揺動形の容積形流体機械を提供することにある。本発明の第2の目的は、圧縮作動室内の吸入圧縮作動室内の潤滑を良好に保つとともに潤滑油シール効果を高めてディスプレイサに働く自転モーメントに打ち勝って、摩擦・摩耗の問題を解決して信頼性が高く、効率の良い容積形流体機械を提供することにある。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記第1の目的は、端板間にディスプレイサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレイサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレイサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレイサ及び前記シリンダとの位置関係を旋回位置においたときは複数の空間が形成される容積形流体機械において、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成したり、端板間にディスプレイサとシリンダとを別体的に配置し、前記ディスプレイサの中心部に回転軸を配設してボルトなどの締結手段により一体化して複数の圧縮作動空間を構成し

た圧縮機構部を潤滑油と共に密閉容器内に収納し、該潤滑油が前記ディスプレイサの中心部から該前記ディスプレイサ端面の隙間を通して吸入圧縮作動室内に流入できるようにすると共に、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔を介して連通状態に構成したことにより達成できる。

【0011】上記第2の目的は、端板間にディスプレイサとシリンダとを配置し、前記シリンダ中心と前記ディスプレイサ中心を合わせたとき前記シリンダ内壁面及び前記ディスプレイサ外壁面により1つの空間が形成され、前記ディスプレイサ及び前記シリンダとの位置関係を巡回位置においたときは複数の空間が形成される容積分流体機械において、前記ディスプレイサの中心部に潤滑などのための給油流路を設けた回転軸を配置し、該回転軸に電動要素を設けて潤滑油と共に密閉容器内に収納し、回転軸の回転に連動して運動する該ディスプレイサの端面に凹部を設け、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダ内に設けた吸入流路を介して連通状態に構成したり、回転軸の軸方向に対して略直交する面に平行して前記複数の空間と連通する吸入流路を前記シリンダに設けることによって達成できる。

【0012】さらには、端板間に平面形状が連続した曲線で構成される内壁を有するシリンダと、このシリンダの内壁に対向するように設けられた外壁を有し、巡回運動したとき前記内壁とこの外壁と前記端板により複数の空間を形成するディスプレイサとを備えた容積分流体機械において、前記ディスプレイサの中心部に潤滑などのための給油流路を設けた回転軸を配置し、回転軸の回転に連動して運動する該ディスプレイサの端面と端板間に少なくとも潤滑油が通る溝部を設けるとともに、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成することにより達成できる。

【0013】さらには、端板間に平面形状が連続した曲線で構成される内壁を有するシリンダと、このシリンダの内壁に対向するように設けられた外壁を有し、巡回運動したとき前記内壁とこの外壁と前記端板により複数の空間を形成するディスプレイサとを備えた容積分流体機械において、機械の運転中に生じる自転モーメントを前記ディスプレイサと前記シリンダ壁面で受けるように構成すると共に、圧縮機吸入口と前記複数の空間を端板に設けた連通孔と前記シリンダに設けた吸入流路を介して連通状態に構成したり、前記端板に設けた連通孔を回転軸の軸心方向から透視してみたとき、端板に設けた連通孔は前記シリンダ上に配設されると共に回転軸の回転に伴って前記ディスプレイサ上に周欠的に配設されるような位置に構成したことにより達成される。

【0014】

【発明の実施の形態】以上説明した本発明の特徴は以下

の実施形態によりさらに明確になる。以下、本発明の一実施の形態を図を用いて説明する。まず、本発明の一実施形態である容積分流体機械の構造を図1乃至図3を用いて説明する。図1(a)は本発明の一実施形態である容積分流体機械を圧縮機として用いた場合における密閉型圧縮機の要部を示す縦断面図((b)のA-A断面図)、(b)は(a)のB-B矢視で圧縮室を形成している状態を示す平面図、図2は容積分圧縮要素の作動原理図、図3は本発明の一実施形態である容積分流体機械を圧縮機として用いた場合における密閉型圧縮機の縦断面図である。

【0015】図1において、密閉容器3内には、容積分圧縮要素1及びこれを駆動する電動要素(図3に示した要素2)が収納されている。容積分圧縮要素1の詳細を説明する。図1(b)には同様の輪郭形状が3組組み合わされた3条ラップが示されている。シリンダ4の内周形状は、中空部が120度(中心o')毎に同じような形状が表れるように形成されている。この個々の中空部の端部には、内方に向かって突出する複数(この場合は3条ラップであるので3つ存在する)のベーン4bを有する。ディスプレイサ5は、このシリンダ4の内側に配設されシリンダ4の内周壁4a(ベーン4bよりも曲率が大い部分)及びベーン4bと噛み合うように互いの中心をeだけずらして構成されている。尚、シリンダ4の中心o'とディスプレイサ5の中心oを一致させると、両者の輪郭形状の間には一定幅の隙間が形成される様に構成されている。

【0016】次に、容積分圧縮要素1の作動原理を図1及び図2により説明する。記号oはディスプレイサ5の中心、記号o'はシリンダ4(あるいは回転軸6)の中心である。記号a, b, c, d, e, fはシリンダ4の内周壁4a及びベーン4bとディスプレイサ5の噛み合いの接点を表す。ここで、シリンダ4の内周輪郭形状をみると、同じ曲線の組合せが3箇所連続して滑らかに接続されている。このうちの1箇所に着目すると、内周壁4a、ベーン4bを形成する曲線を、厚みのある一つの渦曲線(ベーン4bの先端を渦の巻始めと考える)とみることができ、その内壁曲線(g-a)は、曲線を構成する各円弧角の合計を示す巻き角がほぼ360度(設計思想は360度であるが製造誤差のため丁度その値にはならないという意味である。以下、同様。尚、この巻き角については詳細を後述する)の渦曲線で、外壁曲線(e-b)も巻き角がほぼ360度の渦曲線である。このように、上記1箇所の内周輪郭形状は、内壁曲線及び外壁曲線から形成されている。これら2つの曲線円周上にほぼ等ピッチ(3条ラップであるので120度)に配設し、隣合う渦巻体の外壁曲線と内壁曲線とは円弧等の滑らかな接続曲線(b-b')で結ぶことによって、シリンダ4の内周輪郭形状全体が構成されている。ディスプレイサ5の外周輪郭形状も上記シリンダ4と同じ原理で構成されている。

【0017】なお、3つの曲線からなる渦巻体を円周上にほぼ等ピッチ(120度)に配設するとしたが、これは後述する圧縮動作に伴う荷重を均等に分散させる目的と製造のし易さを配慮したためで、特に、これらのことが問題にならない場合は、不等ピッチでもよい。

【0018】さて、このように構成されたシリンダ4とディスプレイサ5による圧縮動作を図2を用いて説明する。7aは吸入ポートすなわち、端板7bに設けた連通孔であり、ほぼ円形に構成されている。8aは吐出ポートであり、夫々3ヶ所対応する端板に設けられている。

(b)図に示すように連通孔7aの輪郭線は圧縮作動室15が最大容積を形成したとき(図中網掛けで示した面積に相当する)、ディスプレイサ5の外壁面より外側にはみ出さないように形成される。但し、圧縮動作の遅れ若しくは進みを考慮して、ディスプレイサ5の外壁面より外側にはみ出るように形成することもできる。さらに、シリンダ4に設けたベン4bの付け根付近では前記吸入ポートすなわち、端板7bに設けた連通孔7aの輪郭線はシリンダの一部を覆う様に構成することができ、また、ディスプレイサ5と端板7b、8bとの間のシール性やディスプレイサ5の両端面に作用する圧力バランスを考慮して、連通孔7aの大きさを小さくすることもできる。

【0019】回転軸6を回転させることにより、ディスプレイサ5が固定側であるシリンダ4の中心o'の周りを自転することなしに旋回半径 $e (= o'o')$ で公転運動し、ディスプレイサ5の中心o'周りに複数の圧縮作動室が形成される。この複数の圧縮作動室は、シリンダ内周輪郭(内壁)とディスプレイサ5の外周輪郭(側壁)とにより囲まれて密閉された複数の空間のうち、吸入が終了し圧縮(吐出)行程となっている空間をいう。すなわち、吸入終了から吐出終了までの期間となっている空間である。前述の巻角が360度の場合に限ると、圧縮終了時点ではこの空間はなくなるが、その瞬間に吸入も終了するのでこの空間を1つと勘定する。但し、ポンプとして用いる場合は、吐出ポートを介して外部と連通している空間をいう。なお、本実施例の形態では常時3個の圧縮作動室が形成されている。

【0020】接点aと接点bで囲まれハッチングが施された1つの圧縮作動室15に着目して説明する。この圧縮作動室15は、吸入終了時点では2つに別れているが、圧縮行程が開始されると直ぐにこの2つの圧縮作動室はつながって1つになる空間である。図2(1)が吸入ポート7aからこの圧縮作動室への作動気体の吸入が終了した状態である。この状態から90度回転軸6が回転した状態が図2(2)で、回転が進み最初から180度回転した状態が図2(3)で、さらに回転が進み最初から270度回転した状態が図2(4)である。図2

(4)から90度回転すると最初の図2(1)の状態に戻る。これより、回転が進むに従って圧縮作動室15は

その容積を縮小し、吐出ポート8aは吐出弁9(図1に示す)で閉じられているため作動流体の圧縮作用が行われることになる。そして、圧縮作動室15内の圧力が外部の吐出圧力よりも高くなると圧力差で吐出弁9が自動的に開き、圧縮された作動気体は吐出ポート8aを通過して吐き出される。吸入終了(圧縮開始)から、吐出終了までの回転軸の回転角は360度で、圧縮、吐出の各行程が実施されている間に次の吸入行程が準備されており、吐出終了時が次の圧縮開始となる。例えば、接点aとdによって形成される空間に着目すると、図2(1)の段階で既に吸入ポート(連通孔)7aから吸入が開始されており、回転が進むにつれてその容積が増し、図2(4)の状態になると、この空間は分断される。この分断された量に相当する流体は、回転角が進んだ状態を示す状況、例えば接点bとeによって形成される空間と同じような空間を形成した時の空間から補われる。

【0021】この補われ方について詳述する。図2(1)の状態の接点aとbとにより形成された圧縮作動室の隣の接点aとdによって形成された空間は吸入が始まっている。この空間は、一旦図2(3)に示されるように接点aとdによって形成される空間のように広がった後、図2(4)になるとディスプレイサ先端部の接点dで分断されて、従って、例えば図2(3)の接点aとdによって形成された空間の全ての流体が図2(1)の接点aとbによって形成される空間で圧縮される訳ではない。分断されて接点aとdによって形成された空間に取り込まれなかった流体体積と同量の流体は、図2(4)において吸入過程にある接点bとeによって形成される空間が、図2(1)に示されるように接点bによって分断されて、吐出ポート付近の接点eと接点bとにより形成される空間に流入している流体によって充当される。

【0022】これは、前述したように、各ラップを均等ピッチで配置したことによる。即ち、ディスプレイサおよびシリンダの形状が同一輪郭形状の繰返しにより形成されているため、いずれの圧縮作動室も異なる空間から流体を得てもほぼ同量の流体を圧縮することができるのである。なお、不均等ピッチであっても各空間に形成される容積が等しくなるように加工を施すことは可能であるが製作性が悪い。前出のいずれの従来技術においても吸入過程にある空間が閉じられて内部の流体がそのまま圧縮され吐出されるのに対して、このように圧縮作動室に隣合う吸入過程にある空間が分断されて圧縮動作を行うことは本実施形態の特徴の一つである。

【0023】以上説明したように、連続的な圧縮動作となる圧縮作動室がディスプレイサ5の中心部に位置する回転軸6のクランク部6aの周りにほぼ等ピッチで分散して配設され、各圧縮作動室は各々位相がずれて圧縮が行われる。すなわち、一つの空間に着目すると吸入から吐出までは回転軸の回転角で360度ではあるが、本実



施形態の場合3個の圧縮作動室が形成され、これらが120度ずれた位相で吐出をするので、流体である気体を圧縮する圧縮機として動作させた場合、回転軸の回転角で360度間に3回圧縮気体を吐出することになる。

【0024】さて、圧縮動作を終了した瞬間の空間（接点aとbによって囲まれた空間）を一つの空間として見做すと、本実施形態の如く巻角が360度の場合、いずれの圧縮機動作状態においても、吸入行程となっている空間と圧縮行程となっている空間とが交互になるように設計されており、このため、圧縮行程が終了した瞬間直ちに次の圧縮行程に移行することができ、滑らかで連続的に流体を圧縮することができる。

【0025】次に、このような形状をした容積分圧縮要素1を組み込んだ圧縮機を図1及び図3を用いて説明する。図3において、容積分圧縮要素1は、上記詳述したシリンダ4及びディスプレーサ5に加えて、ディスプレーサ5の中心部の軸受にクランク部6aが嵌合してディスプレーサ5を駆動する回転軸6、前記シリンダ4の両端開口部を閉塞する端板と回転軸6を軸支する軸受を兼ねた主軸受部材7と副軸受部材8、前記主軸受部材7の端板7bに形成された吸入ポート7a（連通孔7a）、前記副軸受部材8の端板8bに形成された吐出ポート8a、この吐出ポート8aを差圧で開閉する吐出弁9を有する。但し吐出弁9はリード弁形式でもよい。一方、回転軸6もしくはこれを回転可能に軸支する軸受部材の表面は摺動による摩擦損失の低減を図って表面処理がなされている。また、回転軸6と各軸受部材7、8との間にはこれらと材質の異なる軸受部品を介在することもできる。さらに、回転軸6とディスプレーサ5との嵌合部も前記と同じように構成している。5bはディスプレーサ5に形成された貫通穴である。また、10は主軸受部材7に取り付けられた吸入カバー、11は副軸受部材8と一体的に吐出室8cを形成するための吐出カバーである。

【0026】なお、容積分圧縮要素1は、大きく分類して吸入ポート7a（連通孔7a）を備えた端板7bと吐出ポート8aを備えた端板8bとシリンダ4さらにディスプレーサ5と回転軸6により構成されるが、前記これらの部品は全て個々の部品として製作される。

【0027】別体製作することにより端板7bと端板8bとシリンダ4の端面さらにディスプレーサ5の端面等が互いに当接する面は高い面精度で加工することができる。従って、圧縮機として運転する場合には接触面のシール性を高く維持できるなどの効果がある。さらには、シリンダ4やディスプレーサ5の曲壁面の加工精度も高く維持できる。さらに他の効果は、両端板とシリンダ4の外周部に一体化のための固定用貫通穴設けてあるので各部品の組立時においては自由度の高い位置決め作業をしながら組立ができるので、吸入流路や吐出流路と圧縮作動室との位置関係を好適に保つことができ、気体の流

動抵抗を小さくすることができる。

【0028】電動要素2は、固定子2aと回転子2bからなり、回転子2bは焼き嵌め等で回転軸6に固定されている。この電動要素2は、電動機効率向上のため、ブラシレスモータで構成され、3相インバータにより駆動制御される。ただし、2は他の電動機形式、例えば、直流電動機や誘導電動機でも差し支えない。12は密閉容器3の内の底部に溜められた潤滑油で、この中に回転軸6の下端部が浸かっている。13は吸入パイプ、13aは吸入口、14は吐出パイプ、15はシリンダ4の内周壁4a及びベーン4bとディスプレーサ5の噛み合いによって形成される前述した圧縮作動室である。また、吐出室8bはOリング等のシール部材16により密閉容器3内の圧力と区画されている。

【0029】本実施形態における容積分流体機械を空調用圧縮機として利用した場合、その作動気体（冷媒ガス）の流れを図1により説明する。図中に矢印で示すように、吸入パイプ13を通して密閉容器3に入った作動気体は、主軸受部材7に取り付けられた吸入カバー10内の吸入口13aに入り吸入連通孔7aを通して容積分圧縮要素1に入り、ここで回転軸6の回転によってディスプレーサ5が旋回運動を行い圧縮作動室の容積分が減少することにより圧縮される。圧縮された作動気体は、副軸受部材8の端板8bに形成された吐出ポート8aを通り吐出弁9を押し上げて吐出室8c内に入り、吐出パイプ14を通して外部に流出する。尚、吸入パイプ13と吸入カバー10との間に隙間が形成されている理由は、密閉容器3内の圧力を低く保つためと作動気体を電動機要素2内にも流通させることによって電動機要素2を冷却するためである。従って、密閉容器3内の圧力は吸入圧力にほぼ等しく保たれている。

【0030】内部に溜められた潤滑油12は、差圧や遠心ポンプ給油によって底部から回転軸6内部に設けられた給油穴を通して、各摺動部に送られ潤滑する。この一部は圧縮作動室内部15にもディスプレーサ5と端板7bもしくは8b間の隙間を通して供給される。

【0031】ここで、本発明の容積分圧縮要素1を構成する主要部品であるディスプレーサ5及びシリンダ4の輪郭形状の構成方法の一例を図4乃至図6を用いて説明する（3条ラップの場合を例にあげる）。図4(a)

(b)は、一例として平面形状が円弧の組合せにより構成されたディスプレーサの形状の一例で、(a)は平面図、(b)は側面図である。図5(a)(b)は、図4に示したディスプレーサの対となって噛み合うシリンダ形状の一例で、(a)は平面図、(b)は側面図である。また、図6は、図4に示したディスプレーサの中心oと図5に示したシリンダの中心o'とを重ねてディスプレーサとシリンダの壁面の一部を描いた図である。

【0032】図4(a)において、ディスプレーサの平面形状は中心o（正三角形IJKの図心）の周りに同一



11

の輪郭形状が3箇所連続して接続されている。その輪郭形状は、半径R1から半径R7までの全部で7つの円弧で形成されており、点p, q, r, s, t, u, v, wは夫々異なる半径の円弧の接続点である。曲線pqは、正三角形の一辺IK上に中心を持つ半径R1の円弧、ここで、点pは頂点IよりR7の距離にある。曲線qrは接続点qと半径R1の中心を結ぶ直線の延長線上に中心を持つ半径R2の円弧、曲線rsは接続点rと半径R2の中心を結ぶ直線上に中心を持つ半径R3の円弧、曲線stは同様に接続点sと半径R3の中心を結ぶ直線の延長線上に中心を持つ半径R4の円弧である。曲線tuは接続点tと半径R4の中心を結ぶ直線の延長線上に中心を持つ半径R5の円弧、曲線uvは接続点uと半径R5の中心を結ぶ直線の延長線上の図心oを中心とする半径R6の円弧、曲線vwは接続点vと半径R6の中心(図心o)を結ぶ直線上の頂点Jを中心とする半径R7の円弧である。尚、半径R1, R2, R3, R4, R5, R6の夫々の円弧の角度は接続点において滑らかに接続する(接続点での接線の傾きが同一)という条件により決められる。点pから点wに至る輪郭形状を図心oを中心

に反時計周りに120度回転させると点wに点pが重なり、さらに120度回転させると全周の輪郭形状が完成する。これによりディスプレーサの平面形状が得られ、厚みhを与えることによってディスプレーサが構成される。

【0033】ディスプレーサの平面形状が決まると、このディスプレーサが旋回半径eで旋回運動したときにこれに噛み合うシリンダの輪郭形状は、図6に示されるようにディスプレーサの輪郭形状を構成する曲線の外側の法線距離がeのオフセット曲線となる。

【0034】図5によりシリンダの輪郭形状を説明する。三角形IJKは図4と同じ大きさの正三角形である。輪郭形状は、ディスプレーサと同様に全部で7つの円弧で形成されており、点p', q', r', s', t', u', v', w'は夫々異なる半径の円弧の接続点である。曲線p'q'は、正三角形の一辺IK上に中心を持つ半径(R1-e)の円弧、ここで、点p'は頂点Iより(R7+e)の距離にある。曲線q'r'は接続点q'と半径(R1-e)の中心を結ぶ直線の延長線上に中心を持つ半径(R2-e)の円弧、曲線r's'は接続点r'と半径(R2-e)の中心を結ぶ直線上に中心を持つ半径(R3-e)の円弧、曲線s't'は同様にs'と半径(R3-e)の中心を結ぶ直線上に中心を持つ半径(R4+e)の円弧である。曲線t'u'は接続点t'と半径(R4+e)の中心を結ぶ直線の延長線上に中心を持つ半径(R5+e)の円弧、曲線u'v'は接続点u'と半径(R5+e)の中心を結ぶ直線の延長線上の図心o'を中心とする半径(R6+e)の円弧、曲線v'w'は接続点v'と半径(R6+e)の中心(図心o')を結ぶ直線上の頂点Jを中心とする半

12

径(R7+e)の円弧である。

【0035】尚、半径(R1-e), (R2-e), (R3-e), (R4+e), (R5+e), (R6+e)の夫々の円弧の角度はディスプレーサ同様、夫々の接続点において滑らかに接続する(接続点での接線の傾きが同一)という条件により決められる。点p'から点w'に至る輪郭形状を図心o'を中心反時計周りに120度回転させると点w'に点p'が一致し、さらに120度回転させると全周の輪郭形状が完成する。これによりシリンダの平面形状が得られる。シリンダの厚みHは、ディスプレーサの厚みhよりわずかに厚くなっている。

【0036】図6はディスプレーサの中心oとシリンダの中心o'を重ねその一部を表した図である。ディスプレーサとシリンダとの間に形成される隙間は旋回半径に等しいeとなるようにしている。尚、この隙間は、全周においてeであることが望ましいが、ディスプレーサの外周輪郭とシリンダの内周輪郭とにより形成される圧縮作動室が正常な動作をする範囲において、何らかの理由によって、この関係が崩れる箇所があっても差し支えない。

【0037】尚、ここではディスプレーサ外壁及びシリンダ内壁の輪郭形状の構成方法として複数円弧の組合せによる方法を説明したが、本発明はこれに限定されるものではなく任意の(n次式で表される曲線等)曲線の組合せによっても同様の輪郭形状を構成することができる。

【0038】図1乃至図6にて説明した一実施形態の作用効果を以下に説明する。図7は、吸入終了時からの回転軸の回転角θを横軸にとって本発明における圧縮作動室の容積変化特性(吸入容積Vsと圧縮作動室容積Vの比で表す)を他形式の圧縮機と比較して示す。これより本実施形態に係る容積形圧縮要素1の容積変化特性は、吐出開始容積比0.37の空調機の一種の運転条件(例えば作動気体がフロンHCFC22の場合、吸入圧力Ps=0.64MPa、吐出圧力Pd=2.07MPa)で比べて見ると、圧縮過程はレシプロ式とほぼ同等で、短時間に圧縮過程が終了するため作動気体の漏れが低減され、圧縮機的能力及び効率を向上することができる。一方、吐出過程はロータリ式(ローリングピストン型)よりも約50%長くなり、吐出流速が遅くなるため圧力損失が低減され、吐出過程の流体損失(過圧縮損失)を大幅に低減して性能向上を図ることができる。

【0039】図8は、本実施形態における回転軸1回転中の仕事量の変化、すなわちガス圧縮トルクTの変化を他形式の圧縮機と比較して示す(ここに、Tmは平均トルクである)。これより本発明の容積形圧縮要素1のトルク変動はロータリ式の約1/10と非常に小さく、スクロール式と同等だが、スクロール式のオルダムリングのような旋回スクロール自転防止のために往復摺動する

機構をもたないため、回転軸系の慣性バランスがとれた圧縮機の振動・騒音を低減することができる。

【0040】また、図4に示すように輪郭線はスクロール式のような長い渦巻き形状でないため、加工時間の短縮、コスト低減が図れるとともに、スクロール式のような渦巻き形状を保持するための端板（鏡板）が無いので、治具を貫通させて加工することができなかったスクロール式に比べてロータリ式並の加工で製作することができる。さらに、ガス圧によるスラスト荷重はディスプレイサに作用しないので、スクロール圧縮機に見られるような圧縮機の性能に重要な影響をおよぼす軸方向クリアランスの管理もしやすくなるため性能向上が図れる。さらに、計算の結果、同一容積、同一外径のスクロール圧縮機と比較すると、厚みを薄くすることができ、圧縮機の小型、軽量化にも寄与することができる。

【0041】次に前述の巻き角と吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角 $\theta_c$ との関係について説明する。前述の1実施形態では巻き角を $360^\circ$ として説明したが、巻き角を変えることによって回転軸の回転角 $\theta_c$ を変えることも可能である。例えば、図2では、巻き角が $360^\circ$ であるので、吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角 $\theta_c$ が $360^\circ$ で元の状態に戻る。この巻き角を $360^\circ$ よりも小さくすることによって吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角 $\theta_c$ を小さくする場合、吐出ポートと吸入ポート（連通孔）が連通する状態が生じ、吐出ポート内の流体の膨張作用で一旦吸入された流体が逆流するといった問題が起こる。巻き角を $360^\circ$ よりも大きくすると回転軸の回転角も $360^\circ$ より大きくなり、吸入終了から吐出ポートのある空間に連通するまでの間に大きさの異なる2つの圧縮作動室が形成される。これを圧縮機として用いたとき、これら2つの圧縮作動室の圧力上昇が各々異なるために両者合流時に不可逆的な混合ロスが生じ、圧縮動力の増加になる。また、液体ポンプとして用いようとしても、吐出ポートに連通しない圧縮作動室が形成されることからポンプと\*

$$((N-1)/N) \cdot 360 < \theta_c \leq 360 \text{ (度) (数1)}$$

を満たすように、ディスプレイサの外周輪郭形状及びシリンダの内周輪郭形状を形成している。換言すると、前述の巻き角が数式1の範囲になっている。

【0045】図9(b)を参照すると、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ が、 $270^\circ$ より大きくなっており、同時に形成される圧縮作動室数 $n$ は、 $n=3$ あるいは $4$ となり、圧縮作動室数の最大値は $4$ である。この値は、条数 $N (=4)$ に一致する。また、図10(b)では、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ が、 $240^\circ$ より大きくなっており、同時に形成される圧縮作動室数 $n$ は、 $n=2$ あるいは $3$ となり、圧縮作動室数の最大値は $3$ である。この値は、条数 $N (=3)$ と一致する。

【0046】このように圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ の下限値を数式1の左辺の値よりも大きくすることによ※50

\*としては適用しにくくなる。このため、巻き角は許容される精度の範囲内において極力 $360^\circ$ が望ましいといえる。

【0042】前述の特開昭55-23353号公報（文献1）に記載の流体機械における圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ は、 $\theta_c = 180^\circ$ 度であり、特開平5-202869号公報（文献3）及び特開平6-280758号公報（文献4）に記載の流体機械における圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ は、 $\theta_c = 210^\circ$ 度である。作動流体の吐出が終了してから次の圧縮行程が始まる（吸入終了）までの期間は、文献1においては回転軸の回転角 $\theta_c$ で $180^\circ$ 度、文献3及び文献4においては $150^\circ$ 度である。

【0043】圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ が $210^\circ$ 度の場合における軸の1回転中の各圧縮作動室（符号I、II、III、IVで示す）の圧縮行程線図を図9(a)に示す。但し、条数 $N=4$ である。回転軸の回転角 $\theta_c$ が $360^\circ$ 度内には4個の圧縮作動室が形成されるが、ある角度において同時に形成される圧縮作動室数 $n$ は、 $n=2$ あるいは $3$ となっている。同時に形成される圧縮作動室数の最大値は条数よりも少ない $3$ である。

【0044】同様に条数 $N=3$ であり圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ が $210^\circ$ 度の場合を図10(a)に示す。この場合も同時に形成される圧縮作動室数 $n$ は、 $n=1$ あるいは $2$ であり、同時に形成される圧縮作動室数の最大値は条数よりも少ない $2$ である。このような状態では、圧縮作動室が回転軸の周りに偏って形成されるため、力学的アンバランスが発生し、ディスプレイサに働く自転モーメントが過大になり、ディスプレイサとシリンダとの接触荷重が増大し機械摩擦損失の増加による性能低下やベーンの摩耗による信頼性低下の問題がある。この問題を解決するため、本実施の形態では、吸入終了から吐出終了までの（圧縮行程という場合有り）回転軸の回転角 $\theta_c$ が、

※り、圧縮作動室数の最大値が条数 $N$ 以上となり、圧縮作動室が回転軸の周りに分散して配置されるようになるため、力学的なバランスがよくなり、ディスプレイサに働く自転モーメントが低減され、ディスプレイサとシリンダとの接触荷重も低減され機械摩擦損失の低減による性能向上と共に接触部の信頼性を向上することができる。

【0047】一方、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ の上限は数式1によると $360^\circ$ 度となっている。この圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ の上限は $360^\circ$ 度である。前述したように、作動流体の吐出が終了してから次の圧縮行程が始まる（吸入終了）までのタイムラグを0にすることができ、 $\theta_c < 360^\circ$ 度の場合に起こる隙間容積内のガスの再膨張による吸入効率の低下を防止することができると共に、 $\theta_c > 360^\circ$ 度の場合に起こる2つの圧縮

15

作動室の圧力上昇が異なるために両者合流時に発生する不可逆的な混合ロスを防止することができる。後者について図11を用いて説明する。

【0048】圧縮行程が回転軸の回転角 $\theta_c$ で375度となる容積分流体機構を図11に示す。図11(a)は、図中2つの圧縮作動室15aと15bの吸入が終了した状態である。このとき2つの圧縮作動室15aと15bの圧力は吸入圧力 $P_s$ で両者等しくなっている。吐出口8aは圧縮作動室15aと15bの間に位置しており、両圧縮作動室とは連通していない。この状態から回転軸の回転角 $\theta_c$ で15度回転が進んだ状態を図11(b)に示す。吐出口8aと両圧縮作動室15aと15bが連通する直前の状態である。このとき圧縮作動室15aの容積は図11(a)の吸入終了時よりも小さく圧縮が進行しており圧力も吸入圧力 $P_s$ よりも高い圧力になっている。これに対して、圧縮作動室15bの容積は逆に吸入終了時よりも大きくなっており、膨張作用により圧力も吸入圧力 $P_s$ よりも低くなっている。次の瞬間圧縮作動室15aと15bが合体(連通)する際に、図11(c)に矢印で示すような不可逆的な混合が起こり、圧縮動力の増加による性能低下が発生することとなる。従って、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ の上限は360度が望ましい状態である。

【0049】図12は文献3若しくは文献4に記載された容積分流体機構の圧縮要素であり、(a)が平面図(b)が側面図である。条数 $N$ は3であり、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ は210度である。この図において、圧縮作動室数 $n$ は図10(a)に示したように $n=1$ あるいは2となる。この図は回転軸の回転角 $\theta$ が0度の状態を示しており、圧縮作動室数 $n$ は2である。本図から明らかなように、ディスプレサの外周輪郭形状とシリンダの内周輪郭形状とにより形成される空間の内右側の空間は圧縮作動室となっており、吸入ポート(連通孔)7aと吐出口8aが連通している。このため、吐出口8aの隙間容積内ガスの再膨張により一旦、吸入ポート(連通孔)7aからシリンダ4の圧縮作動室内に流入したガスが逆流し、吸入効率が低下する問題がある。

【0050】ところで、図12に示した容積分流体機構の圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を、本実施の形態の考え方を用いて拡大する場合を考える。圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を拡大するためには2点鎖線で図示するようにシリンダ4の輪郭曲線の巻角を大きくしなければならぬが、図示の如くベーン4bの厚さが極端に薄くなり、圧縮作動室数 $n$ の最大値が条数 $N$ ( $N=3$ )以上となるように圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を240度より大きくすることは困難である。

【0051】図13に図12に示された容積分流体機構と同じ行程容積(吸入容積)、同じ外径寸法、そして同じ旋回半径を有する容積分流体機構の圧縮要素の実施形態の一例を示す。この図13に示された圧縮要素の圧縮

16

行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ は240度より大きい360度を実現している。これは、図12に示された圧縮要素では、圧縮作動室を形成するシール点間が滑らかな曲線によって構成されているため、例え、本実施の形態の考え方に基いて圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を拡大しようとしても最大で240度が限界であるが、図13に示された本実施の形態による圧縮要素では、シール点間(a-c)が滑らかではなく(一様の曲線ではなく)接点b付近の形状がディスプレサから見て突出するように形成され、ディスプレサの各条が中心部から先端部に向かう途中にくびれ部が存在している。これらは図1に示した実施の形態についても云えることである。これらの形状により、接点aから接点bまでの巻き角を240度より大きい360度とすることができ、接点bから接点cまでの巻き角を240度より大きい360度とすることができる。この結果、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を240度より大きな360度とすることができ、圧縮作動室数 $n$ の最大値を条数 $N$ 以上とすることができる。このため、圧縮作動室が分散配置され自転モーメントを小さくすることができる。

【0052】さらに、このように有効に機能しうる圧縮作動室数が増加したことで、図12に記載の圧縮要素のシリンダ高さ(厚み)を $H$ としたとき、図13に記載の圧縮要素のシリンダ高さは $0.7H$ となり、30%低くなるので、圧縮要素の小型化を図ることができる。

【0053】図14は、本実施形態におけるディスプレサ5に作用する荷重及びモーメントの説明図である。記号 $\theta$ は回転軸6の回転角、 $e$ は旋回半径である。作動気体の圧縮に伴い、各圧縮作動室15の内圧によってディスプレサ5には、図に示すように偏心方向に直角な接線方向力 $F_t$ と偏心方向にあたる半径方向力 $F_r$ が作用する。 $F_t$ と $F_r$ の合力が $F$ である。この合力 $F$ のディスプレサ5の中心 $o$ からのずれ(腕の長さ $l$ )によってディスプレサを回転させようとする自転モーメント $M(=F \cdot l)$ が働く。この自転モーメント $M$ を支えるのがディスプレサ5とシリンダ4の接点eと接点bにおける反力 $R_1$ と反力 $R_2$ である。本発明では常時、吸入ポート(連通孔)7aに近い2ないし3箇所の接点でモーメントを受け、その他の接点には反力が作用しない。

【0054】本発明の容積分圧縮要素1は、ディスプレサ5の中心部に嵌合された回転軸6のクランク部6aの周りにはほぼ等ピッチで吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角がほぼ360度となる圧縮作動室を分散して配設しているため、合力 $F$ の作用点をディスプレサ5の中心 $o$ に近付けることができ、モーメントの腕の長さ $l$ を縮小して自転モーメント $M$ を低減することができる。したがって、反力 $R_1$ と反力 $R_2$ が軽減される。また、接点gと接点bの位置からわかるように、自転モーメント $M$ をうけるディスプレサ5とシリンダ4の摺動

部位を、温度が低く油粘度の高い作動気体の吸入ポート（連通孔）7a付近になるようにしているため摺動部の油膜が確保され、摩擦・摩耗の問題を解決した信頼性の高い容積形流体機械を提供することが出来る。

【0055】図15は作動流体の内圧によってディスプレイサに働く軸1回転中の自転モーメントMを図12に示された圧縮要素及び図13に示された圧縮要素と比較したものである。計算条件は作動流体をHFC134aとしたときの冷凍条件（吸入圧力 $P_s=0.095\text{MPa}$ 、吐出圧力 $P_d=1.043\text{MPa}$ ）である。これにより圧縮作動室数nの最大値が条数以上となる本実施の形態による圧縮要素では、吸入終了から吐出終了までの圧縮作動室が回転軸の周りにほぼ等ピッチで分散して配置されるため力学的なバランスがよくなり、圧縮による荷重ベクトルがほぼ中心を向くように構成できる。このためディスプレイサに働く自転モーメントMを低減することができる。この結果、ディスプレイサとシリンダの接触荷重も軽減され機械効率を向上することができると共に圧縮機としての信頼性を向上することができる。

【0056】ここで、吸入孔（連通孔）7aと吐出口8aとが連通する期間と圧縮行程回転軸の回転角との関係について説明する。吸入孔と吐出口が連通する期間、すなわち作動流体の吐出が終了してから次の圧縮行程が始まる（吸入終了）までの間の回転軸の回転角を表すタイムラグ $\Delta\theta$ は、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ として、 $\Delta\theta=360^\circ-\theta_c$ で表される。 $\Delta\theta\leq 0^\circ$ の場合は、吸入孔（連通孔）7aと吐出口が連通する期間が存在しないため、吐出口の隙間容積内ガスの再膨張による吸入効率の低下はない。 $\Delta\theta>0^\circ$ の場合には吸入孔（連通孔）7aと吐出口が連通する期間が存在するた

め、吐出口の隙間容積内ガスの再膨張に起因する吸入効率の低下が起こり、圧縮機の（冷凍）能力が低下することになる。また、吸入効率（体積効率）の低下は圧縮機のエネルギー効率である断熱効率あるいは成績係数の低下にもつながる。

【0057】圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ はディスプレイサあるいはシリンダの輪郭曲線の巻き角と吸入孔及び吐出口の位置によって決定される。ディスプレイサあるいはシリンダの輪郭曲線の巻き角を360度にした場合には、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ は360度でできると共に吸入孔あるいは吐出口のシール点を移動することによって $\theta_c<360^\circ$ にもすることができる。しかし、 $\theta_c>360^\circ$ にはすることはできない。

【0058】例えば、前述の図11に示した圧縮要素の圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c=375^\circ$ を吐出口の位置や大きさを変えることにより $\theta_c=360^\circ$ に変更することができる。これは、図11における吸入終了状態の直後に圧縮作動室15aと圧縮作動室15bとが連通するように吐出口を大きくすることにより実現することができる。このような変更を行うことにより $\theta_c=37$

5度の時に発生していた2つの圧縮作動室の圧力上昇が異なるために起こる不可逆的な混合ロスを低減することができる。従って、輪郭曲線の巻き角は、圧縮行程の回転軸の回転角 $\theta_c$ を決定する必要条件ではあるが十分条件ではないと云うことができる。

【0059】さて、上記説明した本実施形態、即ち図3に示す実施形態では、密閉容器3内の圧力が低圧（吸入圧力）に保持されるタイプの密閉型圧縮機について説明したが、低圧タイプにすることにより以下のような利点がある。

(1) 圧縮された高温の作動気体による電動要素2の加熱が少なく、吸入ガスによって冷却されるため、固定子2a、回転子2bの温度が低下し、モータ効率が向上して性能向上を図ることができる。

(2) フロン等の潤滑油12と相溶性のある作動流体では、圧力が低いため潤滑油12中に溶解する作動気体の割合が少なくなり、軸受等での油の発泡現象が起こりにくいため軸受などの摺動部の信頼性を向上することができる。

(3) 密閉容器3の耐圧を低くでき、密閉容器3の薄肉・軽量化を図ることができる。

【0060】次に、密閉容器3内の圧力が高圧（吐出圧力）に保持されるタイプのものについて説明する。図16は、本発明の他の実施形態に係る容積形流体機械を圧縮機として用いた高圧タイプの密閉型圧縮機の要部拡大断面図である。図16において、前述の図1～図3と同一符号を付したものは同一部品であり、同一の作用をなす。図において、13bは吸入カバー10によって主軸受部材7に一体的に形成された吸入室で、シール部材16等によって密閉容器3内の圧力（吐出圧力）と区画されている。17は吐出室8c内と密閉容器3内を連通する吐出通路である。容積形圧縮要素1の作動原理等は前述した低圧（吸入圧力）タイプと同様である。

【0061】作動気体の流れは図中に矢印で示すように、吸入パイプ13を通過して吸入口13aに入った作動気体は、主軸受部材7に形成された吸入ポート（連通孔）7aを通過して容積形圧縮要素1に入り、ここで回転軸6の回転によってディスプレイサ5が旋回運動を行い圧縮作動室15の容積が縮少することにより圧縮される。圧縮された作動気体は、副軸受部材8の端板に形成された吐出ポート8aを通り吐出弁9を押し上げて吐出室8c内に入り、吐出通路17を通過して密閉容器3内に入り、この密閉容器3に接続された吐出パイプ（図示せず）より外部に流出する。

【0062】このような高圧タイプの利点は、潤滑油12が高圧になっているため、回転軸6の回転による遠心ポンプ作用等によって各軸受摺動部に給油された潤滑油12がディスプレイサ5の端面の隙間等を通してシリンダ4内に供給され易くなるため、圧縮作動室15のシール性及び摺動部の潤滑性を向上できる点にある。以上、

本発明の容積形流体機械を用いた圧縮機では機器の仕様や用途あるいは生産設備等に応じて低圧タイプ、高圧タイプどちらでも選択することが可能となり、設計の自由度が大幅に拡大する。

【0063】次に本発明の実施例に係る吸入流路の構成について説明する。図17は吸入流路の一実施例を示す説明図であり、図17(1)は図1の(b)と同じ切り口で示した1実施例を示している。また、図17(2)は(1)のA-A断面であり、(1)は(2)のB-B矢視図でもある。以下、図21までは吸入流路の他の一実施例を示す

ものであるが図面の種類は図17と同じものである。以下、順を追ってその構成と作用について説明する。

【0064】図17(1)で5cはディスペーサ5の端面に中央の軸受部5aから連続的に設けた溝である。5bは溝5cが連続されるように設けた凹部である。但し、この5bは図1に示した貫通孔と同じように反対側端面に連通する空間であっても良い。ディスペーサ5の端面に設けた溝は更に先端面に設けた凹部5dに連続している。

【0065】これらの溝5cや凹部はディスペーサ5の反対側すなわち端板8の端面に設けている。従って、圧縮機として運転すると回転軸を介して給油される潤滑油は、ディスペーサ5の内面5aから各溝部5cや凹部5b、5dに供給される。この結果、ディスペーサ5と端板7、8間の隙間には油膜が存在し易くなり、ディスペーサ5の運動によって発生する摺動損失を小さく保つと共に、圧縮作動室15内の流体のシール効果を向上することができる。さらには、ディスペーサ5の両端面に働く流体の圧力によって回転軸方向のスラスト力をキャンセルすることができる。

【0066】端板7に設けた連通孔7aはシリンダ4に設けた吸入流路4fに連通して、この流路に直交するように溝部4g、7g、8gが設けられている。従って、吸入気体は圧縮作動室に対して円周方向から流入することになる。この結果、圧縮作動室が吸入工程から圧縮行程に入るまでに吸入気体の慣性力によって流入する。

【0067】また、図1に示した吸入ポートの位置をディスペーサ5に重ならないように配置したため、ディスペーサ5の先端部まで潤滑油を保持できシール性能を高くできる効果がある。従って、圧縮機の体積効率を向上することができる。さらに、ディスペーサ5に自転モーメントが作用してこのモーメントをディスペーサ5とシリンダ4の円弧部分で受ける構成になっている。吸入流路4fをシリンダ4の円弧部の外周側に設けているので、壁面部でのディスペーサ5の接触面積が小さくなるがモーメントを受ける位置が他のベーンの方に移動するため、接触荷重が小さくなるので旋回運動の好適な状態が損なわれることはない。次に、さらに他の一実施例を図18によって説明する。図の基本的な構成

は図17と似ているが異なる点について以下に記載する。この一実施例は吸入流路をシリンダ4内でディスペーサ5に向けて曲げて構成している。本実施例では、吸入気体がディスペーサ5の側面に衝突するようにしているので、両端面の隙間部分に直接的に吸入気体が入り込むのが阻止できるので、端面部でのシール効果を高く保つことができる。また、吸入気体によって、ディスペーサ5の先端部すなわちモーメント荷重を受ける部分が好適に冷却されるので、端面部の隙間から漏れ出た潤滑油の粘度が高まるので接触部での信頼性が高まると共に、作動気体のシール効果を高く維持することができる。

【0068】次に、さらに他の一実施例を図19によって説明する。図の基本的な構成は図17と似ているが異なる点について以下に記載する。この一実施例は吸入流路4fの一部を圧縮作動室側に重なるように配置したことにある。また、この流路4hはディスペーサ5の厚さより長く設けてあり、端板8のところは凹部8gになっている。図17も同じように端板に凹部を設けているが、凹部8gは吸入気体と共に流入した異物などが圧縮作動室15へ入らないようにするダスト回収溝の効果も奏するものである。さらに、本実施例によれば、吸入流路4hが圧縮作動室15と干渉するような配置にしたため、吸入圧損を小さく押さえることができ、かつ吸入気体の十分な量の確保ができる。

【0069】図20は、さらに他の一実施例を示している。本実施例では、吸入流路4hはディスペーサ5の途中まで構成されている。この場合では、加工するのが簡単で圧損が少なくかつディスペーサ5の両端面の油ポケット5dや油溝5c内での潤滑油の保持ができる。また、図17で示した流路と同じようにディスペーサ5とシリンダ4の壁面部の接触面積を少なからず維持できるので、自転モーメントを受けることができ、このため、吸入流路4hもしくは4fの位置をより中心側に設けることができ、圧縮作動室15bの方にもより十分な量の気体を供給できる。

【0070】図21は、さらに他の一実施例を示しており、ディスペーサ5やシリンダ4を4条に構成した場合の配置例を示したものである。吸入流路4hは図20と同じように構成させているが、図17から図19に示した流路構成のいずれでも採用できる。その時の作用効果もほぼ同様である。

【0071】次に、本発明に係る他の実施例を図22によって説明する。図22において、容積形圧縮要素1は、上記詳述したシリンダ4及びディスペーサ5に加えて、ディスペーサ5の中心部の軸受にクランク部6aが嵌合してディスペーサ5を駆動する回転軸6、前記シリンダ4の両端開口部を閉塞する端板と回転軸6を軸支する軸受71と72を備えた主軸受部材7と同じく回転軸6を軸支する軸受81を備えた副軸受部材8、前

21

記主軸受部材7の端板7bに形成された吸入ポート7a（連通孔7a）、前記副軸受部材8の端板8bに形成された吐出ポート8a、この吐出ポート8aを差圧で開閉する吐出弁9を有する。但し吐出弁9はリード弁形式でもよい。さらに、回転軸6とディスプレイサ5との嵌合部も前記と同じように軸受5aを備えて構成している。5bはディスプレイサ5に形成された貫通穴である。また、10は主軸受部材7に取り付けられた吸入カバー、11は副軸受部材8と一体的に吐出室8cを形成するための吐出カバーである。これによれば、軸受の材料を種々選択できるので各種運転条件に対しても軸受などの駆動機構の信頼性を高く維持することができる。

【0072】図23に、本発明の容積形圧縮機を適用した空調システムを示す。このサイクルは冷暖房が可能なヒートポンプサイクルで、前述の図3で説明した本発明の容積形圧縮機30、室外熱交換器31とそのファン31a、膨張弁32、室内熱交換器33とそのファン33a、4方弁34から構成されている。一点鎖線35は室外ユニット、36は室内ユニットである。容積形圧縮機30は、図2に示した作動原理図に従って動作し、圧縮機を起動することによりシリンダ4とディスプレイサ5間で作動流体（例えばフロンHCFC22やR407C、R410A等）の圧縮作用が行われる。

【0073】冷房運転の場合、圧縮された高温・高圧の作動流体は破線矢印で示すように吐出パイプ14から4方弁34をとおり室外熱交換器31に流入して、ファン31aの送風作用で放熱、液化し、膨張弁32で絞られ、断熱膨張して低温・低圧となり、室内熱交換器33で室内の熱を吸熱してガス化された後、吸入パイプ13を経て容積形圧縮機30に吸入される。一方、暖房運転の場合は、実線矢印で示すように冷房運転とは逆に流れ、圧縮された高温・高圧の作動流体は吐出パイプ14から4方弁34を通り室内熱交換器33に流入して、ファン33aの送風作用で室内に放熱して、液化し、膨張弁32で絞られ、断熱膨張して低温・低圧となり、室外熱交換器33で外気から熱を吸熱してガス化された後、吸入パイプ13を経て容積形圧縮機30に吸入される。

【0074】図24は、本発明の容積形圧縮機を搭載した冷凍システムを示す。このサイクルは冷凍（冷房）専用のサイクルである。図において、37は凝縮器、37aは凝縮器ファン、38は膨張弁、39は蒸発器、39aは蒸発器ファンである。容積形圧縮機30を起動することによりシリンダ4とディスプレイサ5間で作動流体の圧縮作用が行われ、圧縮された高温・高圧の作動流体は実線矢印で示すように吐出パイプ14から凝縮器37に流入して、ファン37aの送風作用で放熱、液化し、膨張弁38で絞られ、断熱膨張して低温・低圧となり、蒸発器39で吸熱ガス化された後、吸入パイプ13を経て容積形圧縮機30に吸入される。ここに、図23、図24ともに本発明の容積形圧縮機を搭載しているので、

22

エネルギー効率に優れ、低振動・低騒音で信頼性の高い冷凍・空調システムが得られる。なお、ここでは容積形圧縮機30として低圧タイプを例にあげて説明したが、高圧タイプでも同様に機能し、同様の効果を奏することができる。

【0075】次に本発明のもう一つ別の実施例について説明する。図25は、本発明の別の実施形態に係る容積形流体機構をポンプとして用いた要部縦断面図（図26のC-C断面相当）、図26は、図25のB-B矢視図である。なお、前述の図1～図3と同一符号を付したものは同一部品であり、同一の作用をなす。

【0076】図において、40は固定側部材で固定渦巻体40a、端板部40b、主軸受部40cからなり各部は一体で構成されている。41は旋回側部材で旋回渦巻体41a、この旋回渦巻体41aを渦巻体の軸方向中央付近の外周部で連結する補強板41b、旋回渦巻体41aの中心部に配設された軸受41cからなる。42は固定渦巻体40aの外周を取り囲むリング部で、内部に吸入室42aを形成し吸入ポート42bにより外部と連通する。43は逆止弁、44は軸封装置である。また45は固定渦巻体40aと旋回渦巻体41aの噛み合いによって形成される圧縮作動室である。記号Omはディスプレイサである旋回側部材41の中心、記号Ofは固定側部材4（あるいは回転軸6）の中心である。ここで固定側部材40は、巻き角がほぼ360度の固定渦巻体40aを端板部40b上に3箇所（少なくとも2箇所以上）、中心Of周りにほぼ等ピッチに配設している。旋回側部材41の旋回渦巻体41aの形状は、前記固定渦巻体40aとの噛み合い関係を満足するように決められる。

【0077】作動流体（この例では非圧縮性の液体）の流れは、図25に矢印で図示するようにリング部42に形成された吸入ポート42bを通して吸入室42aに入った作動流体は、電動要素（図示せず）により回転軸6が回転し、旋回側部材41が旋回運動を行うことによって圧縮作動室45に吸い込まれ、圧縮作動室45の容積が減少することにより移動して副軸受部材8の端板に形成された吐出ポート8aを通して吐出室8b内に入り、逆止弁43、吐出パイプ14を通して外部に搬送される。本実施例においてもその基本的な作動原理は前述の図2で説明した容積形圧縮要素1と同様である。両者の違いは、作動流体が非圧縮性の液体のため、吸入終了と同時に次に吐出行程が始まることである。また、圧縮作動室45の容積変化特性及びガスを圧縮した場合の軸1回転中のガス圧縮トルクTの変化も、図7及び図8と同様になる。したがって、吐出過程の流体損失（過圧縮損失）を大幅に低減して性能向上を図ることができるとともに、振動・騒音を低減することができるといった前述の実施形態と同様の効果を上げることができる。

【0078】以上、固定側部材40の端板部40b上に



巻き角が実質的には360度の固定渦巻体40aを3箇所もつ容積形流体機械について説明してきたが、本発明はこれに限定されるものではなく、前述した実施例と同様に、固定渦巻体40aの数が2個以上N個（多条）の容積形流体機械に拡張できる（Nの値も前述した実施例と同様、実用上は8〜10以下となる）。

【0079】これまでに述べた実施形態では、容積形流体機械として圧縮機及びポンプを例に挙げて説明したが、本発明はこれ以外に膨張機や動力機械にも応用することができる。また、本発明では運動形態として、一方（シリンダ側）が固定しもう一方（ディスプレイサ）がほぼ一定の旋回半径で自転せずに公転運動を行う形式としたが、相対的に上記の運動と等価な運動形態となる両回転式の容積形流体機械にも適用することができる。

【0080】

【発明の効果】以上詳細に説明したように、本発明によれば、回転軸の周りに2箇所以上の複数の圧縮作動室を配設し、個々の圧縮作動室の吸入終了から吐出終了までの回転軸の回転角をほぼ360度になるように構成することにより、吐出過程の過圧縮損失を大幅に低減し、かつディスプレイサに働く自転モーメントを軽減してディスプレイサとシリンダ間の摩擦損失を低減することにより、性能向上が図れかつ信頼性の高い容積形流体機械が得られる。また、このような容積形流体機械を冷凍サイクルに搭載することにより、エネルギー効率に優れ、信頼性の高い冷凍・空調システムが得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る容積形流体機械を圧縮機に適用した密閉型圧縮機の圧縮要素の縦断面図及び平面図。

【図2】本発明に係る容積形流体機械の作動原理説明図。

【図3】本発明に係る容積形流体機械の縦断面図。

【図4】本発明に係る容積形流体機械のディスプレイサの輪郭構成法を示す図。

【図5】本発明に係る容積形流体機械のシリンダの輪郭構成法を示す図。

【図6】図4及び図5に示されるディスプレイサとシリンダを重ねあわせた図。

【図7】本発明における圧縮作動室の容積変化特性図。

【図8】本発明におけるガス圧縮トルク変化図。

【図9】4条ラップにおける回転軸の回転角と圧縮作動室との関係を示す図。

【図10】3条ラップにおける回転軸の回転角と圧縮作動室との関係を示す図。

【図11】圧縮要素の巻き角が360度より大きい場合の動作説明図。

【図12】圧縮要素の巻き角の拡大を説明する図。

【図13】図1に示した容積形流体機械の変形例。

【図14】本発明のディスプレイサに作用する荷重及びモーメント説明図。

【図15】圧縮要素の回転軸の回転角と自転モーメント比との関係を示す図。

【図16】本発明の他の実施形態に係る密閉型圧縮機の要部縦断面図。

【図17】本発明の一実施例に係る吸入流路の配置を示す平面図と断面図。

【図18】本発明の他の一実施例に係る吸入流路の配置を示す平面図と断面図。

【図19】本発明の他の一実施例に係る吸入流路の配置を示す平面図と断面図。

【図20】本発明の他の一実施例に係る吸入流路の配置を示す平面図と断面図。

【図21】本発明の他の一実施例に係る吸入流路の配置を示す平面図と断面図。

【図22】本発明の他の実施形態に係る密閉型圧縮機の要部縦断面図。

【図23】本発明の容積形圧縮機を適用した空調システムを示す図。

【図24】本発明の容積形圧縮機を適用した冷凍システムを示す図。

【図25】本発明の別の実施形態に係る容積形流体機械をポンプとして用いた要部縦断面図。

【図26】図25のB-B横断面図。

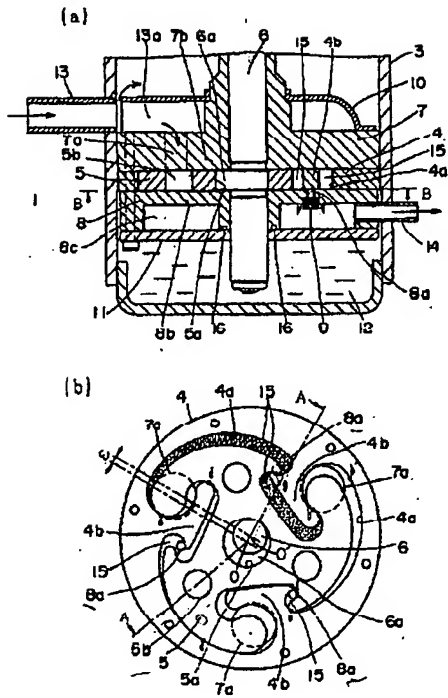
【符号の説明】

- 1 容積形圧縮要素
- 2 電動要素
- 3 密閉容器
- 4 シリンダ
- 4a 内周壁
- 4b ベーン
- 5 ディスプレサ
- 5a 軸受
- 5b 貫通穴
- 6 回転軸
- 6a クランク部
- 7 主軸受支持部材
- 7a 吸入ポート（連通孔）
- 7b 端板
- 8 副軸受支持部材
- 8a 吐出ポート
- 8b 端板
- 8c 吐出室
- 9 吐出弁
- 10 吸入カバー
- 11 吐出カバー
- 12 潤滑油
- 13 吸入パイプ
- 13a 吸入口
- 14 吐出パイプ
- 15 圧縮作動室



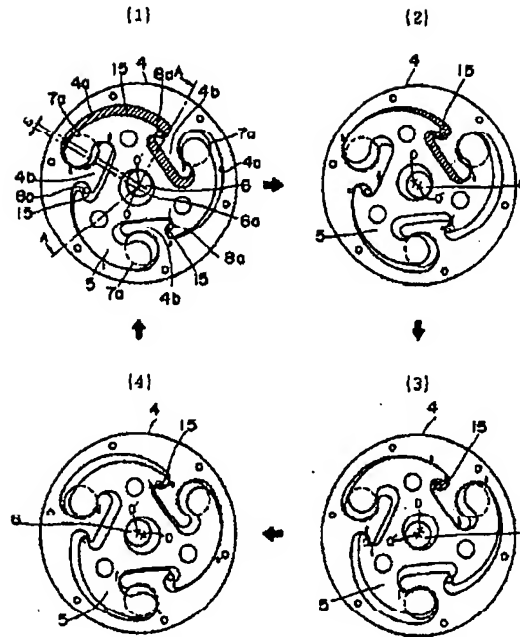
- 16 シール部材
- 17 吐出通路
- 30 容積形圧縮機
- 31 室外熱交換器
- 32 膨張弁
- 33 室内熱交換器
- 34 4方弁
- 37 凝縮器
- 38 膨張弁
- 39 蒸発器
- 40 固定側部材
- 40a 固定渦巻体
- 40b 端板部

【図1】

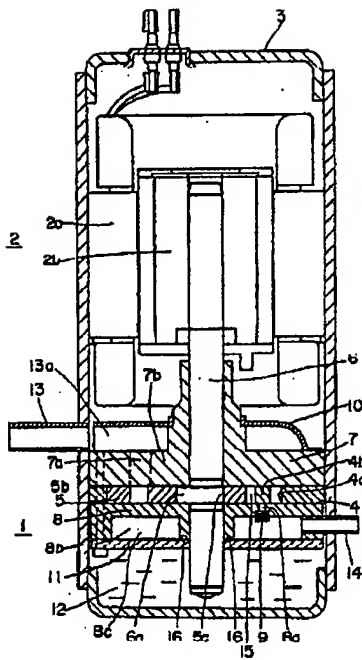


- 40c 主軸受部
- 41 旋回側部材
- 41a 旋回渦巻体
- 41b 補強板
- 41c 軸受
- 42 リング部
- 42a 吸入室
- 42b 吸入ポート
- 43 逆止弁
- 10 44 軸封装置
- 45 圧縮作動室
- ディスプレーサ中心
- ' シリンダ中心

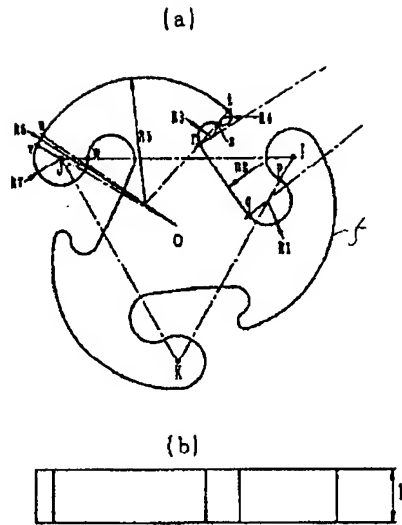
【図2】



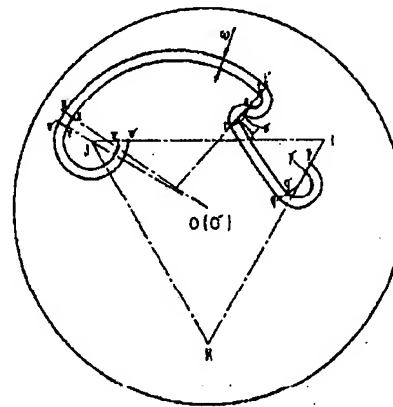
【図3】



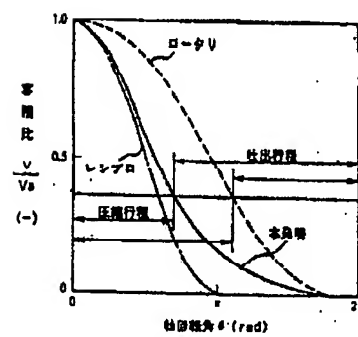
【図4】



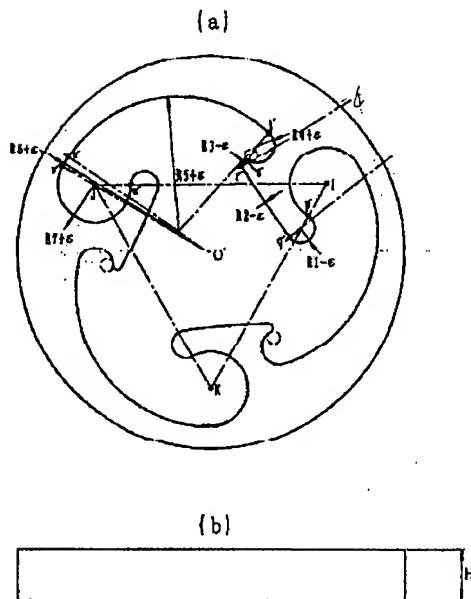
【図6】



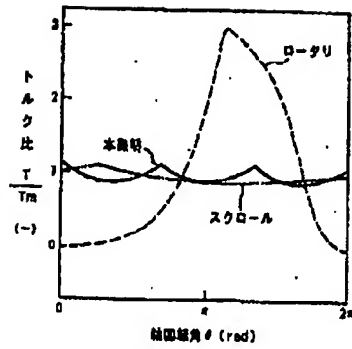
【図7】



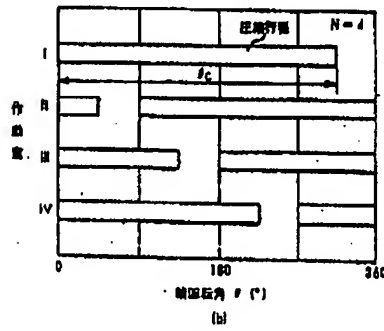
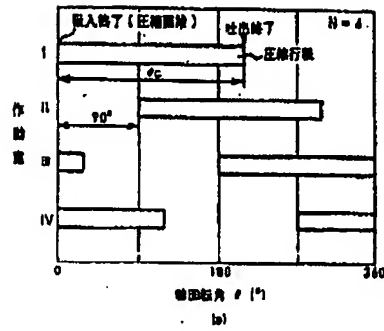
【図5】



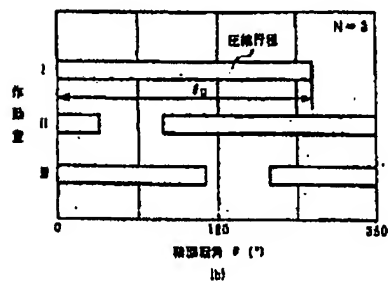
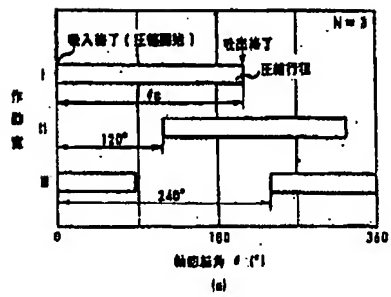
【図8】



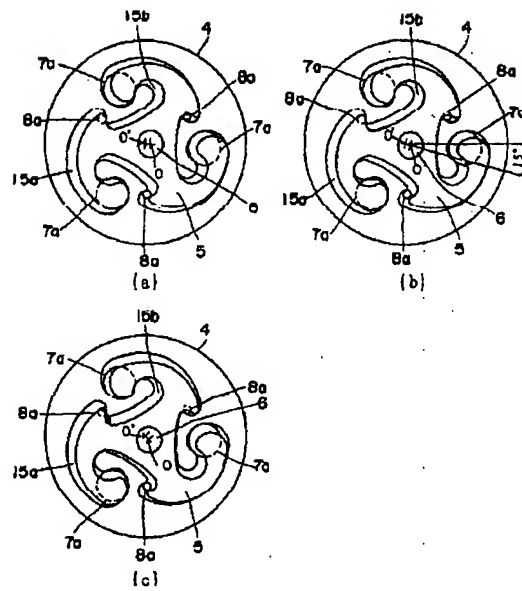
【図9】



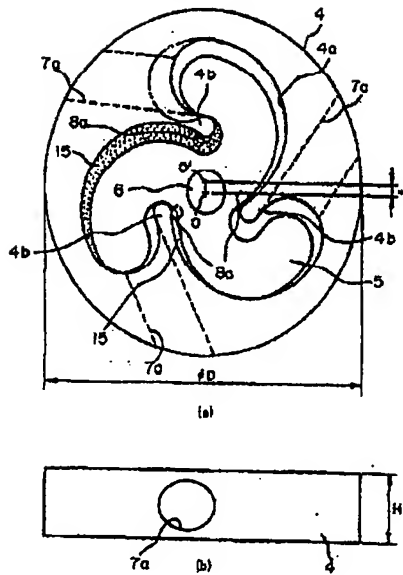
【図10】



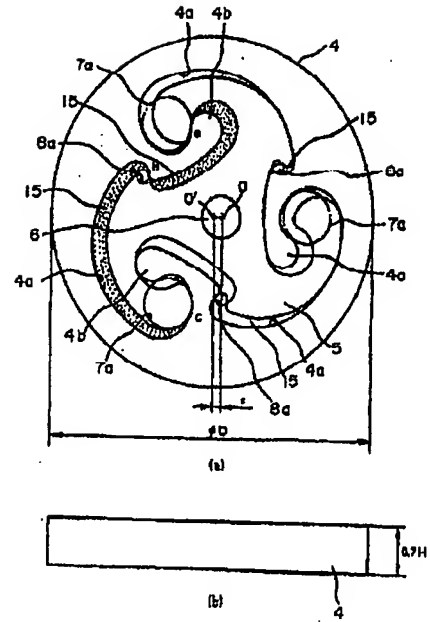
【図11】



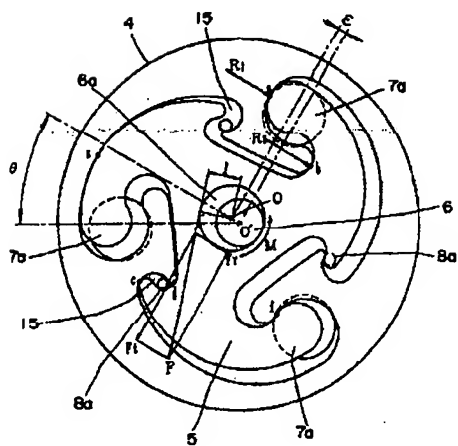
【図12】



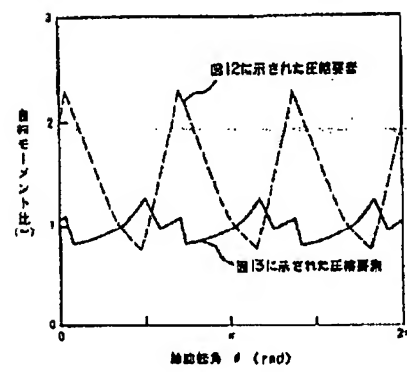
【図13】



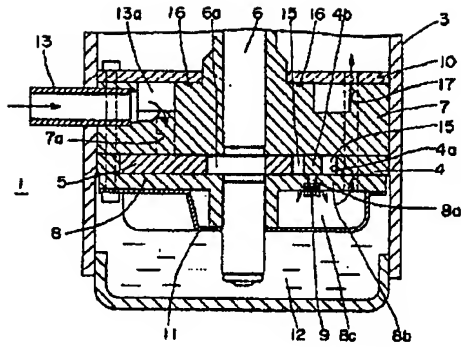
【図14】



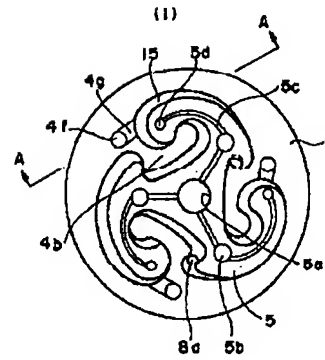
【図15】



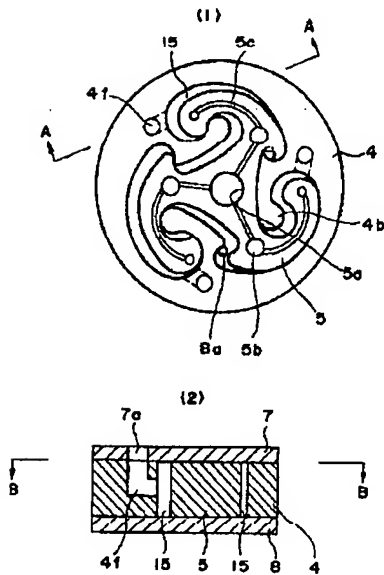
【図16】



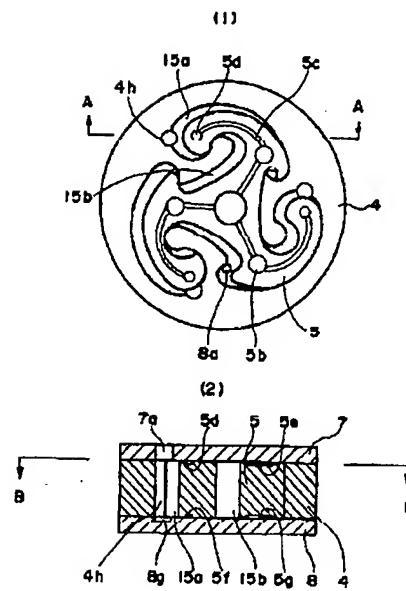
【図17】



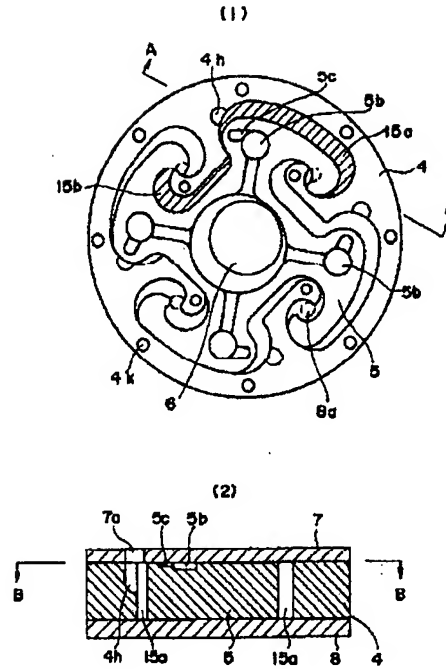
【図18】



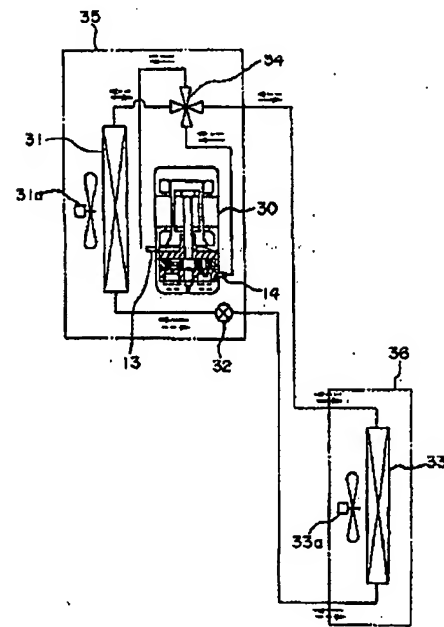
【図19】



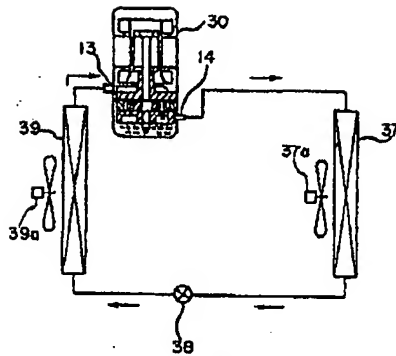
【例21】



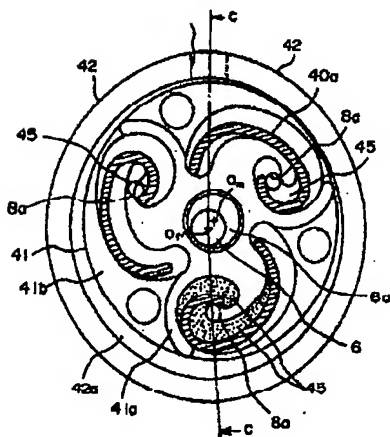
【例23】



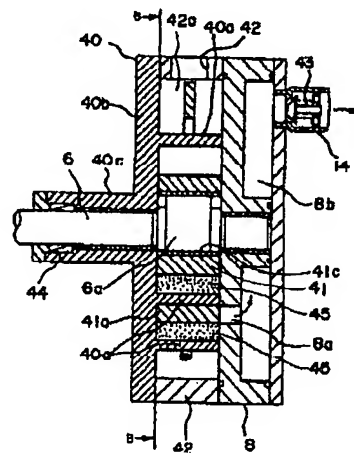
【図24】



【図26】



【図25】



フロントページの続き

(72)発明者 高尾 邦彦  
茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日立製作所機械研究所内  
(72)発明者 畠 裕章  
栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所冷熱事業部内

(72)発明者 田川 茂太郎  
栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地 株式会社日立製作所冷熱事業部内  
(72)発明者 東條 健司  
静岡県清水市村松390番地 株式会社日立製作所空調システム事業部内